

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 63-106454

(43)Date of publication of application : 11.05.1988

(51)Int.Cl.

F16H 9/12

(21)Application number : 61-251232

(71)Applicant : FUJI HEAVY IND LTD

(22)Date of filing : 22.10.1986

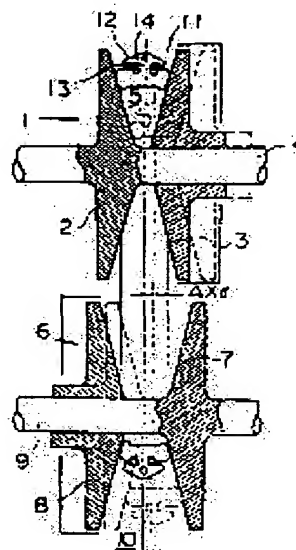
(72)Inventor : SATO YOSHIJI

(54) BELT TYPE CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION FOR AUTOMOBILE

(57)Abstract:

PURPOSE: To prevent roughing of conical surfaces of pulleys, by inhibiting a pillar portion of a belt element to be brought into contact with an edge surface of a carrier belt at a V_{max} .

CONSTITUTION: An initial value is determined such that an amount of misalignment ΔX produced at center lines of groove widths of a driving side pulley 4 and a driven side pulley 6 is approximately zero at a pulley ratio T_{op} wherein a maximum speed of a belt 11 is achieved. In addition, relative positions of the center of the groove width of the driving side pulley 16 and the center of the groove width of the drive side pulley 6 are biased by the value initially set in accordance with a shift change ratio. With the arrangement, roughing of conical surfaces of the pulleys can be prevented.



20010209

特許文庫

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 特 許 公 報 (B 2)

(11) 特許出願公告番号

特公平7-92124

(24) (44) 公告日 平成7年(1995)10月9日

(51) Int. Cl. ⁶

識別記号

F I

F16H 9/12

B

発明の数 1 (全 6 頁)

(21) 出願番号 特願昭61-251232

(22) 出願日 昭和61年(1986)10月22日

(65) 公開番号 特開昭63-106454

(43) 公開日 昭和63年(1988)5月11日

(71) 出願人 999999999

富士重工業株式会社

東京都新宿区西新宿1丁目7番2号

(71) 出願人 999999999

ベン・ドールネス・トランズミシー・ビー
・ブイ

オランダ国, テイルブルグ アールユー

5026, ドクター・フブ・ベン・ドールネベ
グ 120

(72) 発明者 佐藤 佳司

東京都三鷹市深大寺3829-223

(74) 代理人 弁理士 小橋 信彦

審査官 出口 昌哉

(56) 参考文献 実開昭62-190161 (J P, U)

(54) 【発明の名称】 自動車用ベルト式無段変速装置

【特許請求の範囲】

【請求項1】 多数の金属製エレメントを無端積層金属バンドからなる担持帯内側に並列配置してなるベルトを、各一对の円錐形円板の距離を相対的に制御可能にした駆動側プーリと従動側プーリ間に掛けまわして変速比を変えるベルト式無段変速装置において、上記両プーリの変速に伴う駆動側プーリと従動側プーリの溝幅中心線に生じるミスアライメント量を、上記ベルトの速度が最大になる無段変速機付自動車の最高速度に一致するプーリ比 (Top) のときにゼロとしたことを特徴とする自動車用ベルト式無段変速装置。

【発明の詳細な説明】

【産業上の利用分野】

本発明は、多数の金属製エレメントを無端積層金属バンドからなる担持帯内側に並列配置してなるベルトを、各

一对の円錐形円板の距離を相対的に制御可能にした駆動側プーリと従動側プーリ間に掛けまわして動力を伝達するようにしてなる自動車用ベルト式無段変速装置に関し、詳しくは、駆動側プーリと従動側プーリの溝幅中心線に生じるミスアライメントを補正することに関する。

【従来の技術】

従来、この種のベルト式無段変速装置には、例えば特開昭60-65946号公報、特開昭61-82060号公報等に開示されているように、ミスアライメントの補正に関する装置が知られている。

すなわち第3図に示すように駆動側プーリ1は、互いに軸方向に対向する一对の円錐形円板からなる固定側シープ2と可動側シープ3とを有し、固定側シープ2は駆動軸4に一体的に固定され、可動側シープ3は駆動軸4に摺動可能に保持されている。また、上記固定側シープ2

(2)

特公平7-92124

3

の円錐面2aと可動側シープ3の円錐面3aとは対向し、両円錐面2a, 3a間に形成される溝5は、可動側シープ3が軸方向に揺動することにより溝幅を変化させることができるようになっている。

同様に従動側プーリ6は、固定側シープ7と可動側シープ8と従動軸9とからなり、固定側シープ7の円錐面7aと可動側シープ8の円錐面8aとが対向し、両円錐面7a, 8a間に形成される溝10の溝幅は、可動側シープ8を軸方向に揺動することにより変化させることができるようになっている。そして駆動側プーリ1と従動側プーリ6との間にベルト11が巻回されている。

【発明が解決しようとする問題点】

ところで、上述したようなベルト式無段変速装置では、両プーリ1, 6の可動側シープ3および8を揺動させて変速したとき、駆動側プーリ1と従動側プーリ6の溝5, 10の中心線にズレ（以下ミスアライメントと称す）が生じる。このミスアライメントの大きさは、ベルト11の担持帯13がエレメント12のピラー部14、プーリの円錐面2a, 3aおよび7a, 8aへの当接に影響を与えたり、直線部分にあるベルトがプーリに入る時の挙動に影響を与えたりして、ベルトの耐久性に悪影響を及ぼすという問題があった。

すなわち上記プーリ1と6との間の中心線ズレによるミスアライメントを ΔX とすると、

$$\Delta X = 2D/\pi \{1 - \cos\phi - \phi \sin\phi\} \tan\beta \quad \cdots (1)$$

となり、ここで、 ΔX はミスアライメント、 D はプーリ心間距離、 ϕ はベルト直線部分と軸心を結ぶ直線の角度、 β は円錐面角度である。

そこで、 $D=140\text{mm}$ 、 $\beta=11^\circ$ 、そして例えばプーリ比 $i=1$ の時の有効半径 R を $R=49.2\text{mm}$ とおくと、プーリ比 i は0.5~2.5の間で変化すると思えば、ミスアライメント ΔX の量は、第4図の点線に示すようになる。

これにより、ミスアライメント ΔX の量は0~0.7mmまで変化するの、プーリ比 i の変化全域を使用するような自動車用無段変速機では、運転中のミスアライメントの絶対量を極力少なくするという観点から $|\Delta X| < 0.35\text{mm}$ とするのが一般的な手法であり、上述した(1)式に-0.35を加えて

$$\Delta X = 2D/\pi \{1 - \cos\phi - \phi \sin\phi\} \tan\beta - 0.35 \quad \cdots (2)$$

とするのが一般的である。

そしてこの一般式を使用すると、ミスアライメント ΔX の絶対値の最大値は $|\Delta X|=0.35\text{mm}$ であるが、この装置を自動車用のベルト式無段変速装置としたときは、自動車の最高速度を達成するプーリ比 i を、走行抵抗と動力性能とから算出して $i_{\text{vmax}}=0.7$ とすれば、ベルト速度の最も速い v_{max} のときのミスアライメント ΔX_{vmax} の量は0.225となるため、ベルトの耐久性に大きく影響を及ぼす担持帯13とエレメント12のピラー部14または担持帯13とのプーリの円錐面(2a, 3a)、(7a, 8a)との接触

4

が、ベルト速度が最大で、かつ担持帯とエレメントの周方向相対速度も最大となる、従って担持帯とエレメントのベルト走行方向に垂直な方向の相対運動エネルギーが最大となる v_{max} 時に前記の問題が起ることが実験的に確かめられている。

また、各プーリ比におけるベルトのミスアライメントに対する敏感さを比較する実験によると、あるプーリにおいてミスアライメント ΔX を変化させるとき、ある許容値 ΔX_p を越え、エレメントが直線部分からプーリに入る時に、それぞれのエレメントが真直ぐに走行せず、ディンプルを中心に回転したり、左右のショルダの位置が前後したりして、挙動が不安定になることが確かめられている。

そこで、その許容値 ΔX_p を各プーリ比において求め、それを図示すると第5図のようになる。第5図はそれぞれのプーリ比における許容値 ΔX_p を縦軸にとり、プーリ比を横軸にとった。ここで、各プーリ比における $\Delta X_p=0$ とは、そのプーリ比においてベルトは真直ぐに巻きかけられているということの意味する。

この結果から明らかなように、ベルトの速度が最大になるTopスピード（このときのプーリ比を本発明ではプーリ比Topと称す）の時の許容値 ΔX_p が最も領域が狭く、その他のプーリ比の時には比較的広い許容値 ΔX_p が存在している。

そこで、従来の方法である式(2)を用いて各プーリ比におけるミスアライメント ΔX を第5図にあてはめると、第6図のようになる。

第6図に示されるように、プーリ比Topにおいてミスアライメント ΔX は、許容値 ΔX_p のレンジをはずれていく。すなわちこれは、プーリ比Top、言い換えれば v_{max} の時にベルトの直線部分からプーリに入るところでエレメントの挙動の安定性が不十分となり、ベルトの耐久性に大きく影響を及ぼすことになる。

本発明は、上述した事情に鑑みてなされたもので、ベルト式無段変速装置におけるベルト速度が最も速くプーリ比がTopのときのミスアライメント ΔX_{vmax} の量を最小にして、ベルトの耐久性を向上させる自動車用ベルト式無段変速装置を提供することを目的とするものである。

【問題点を解決するための手段】

上記目的を達成するために、本発明は、多数の金属製エレメントを無端積層金属バンドからなる担持帯内側に並列配置してなるベルトを、各一對の円錐形円板の距離を相対的に制御可能にした駆動側プーリと従動側プーリ間に掛けまわして変速比を要するベルト式無段変速装置において、上記両プーリの変速に伴う駆動側プーリと従動側プーリの溝幅中心線に生じるミスアライメント量を、上記ベルトの速度が最大になる無段変速機付自動車の最高速度に一致するプーリ比Topのときにゼロとしたことを特徴とする。

【作用】

(3)

特公平7-92124

5

6

本発明による自動車用ベルト式無段変速装置は、駆動側プーリと従動側プーリの溝幅中心線に生じるミスアライメント量を、無段変速機付自動車の最高速度に一致するプーリ比Topのときにゼロとしたので、ベルト速度が最も速かつベルトの受ける遠心力が最大であり、常に全負荷で運転されるTop時において担持帯とエレメントのピラー部および担持帯とプーリ円錐面との接触が起りにくく、ベルト担持帯の耐久性を向上させることができる。またTopの時のミスアライメントをゼロとすれば、

【実施例】

以下、本発明による実施例を添付した図面に基づいて詳細に説明する。

第1図は本発明による自動車用ベルト式無段変速装置を示す概略断面図、第2図はプーリ比とミスアライメントの関係を示す説明図であり、図において従来例と対応する同一個所および部分には、同一符号を付して説明を省略する。

第1図において、無段変速機用ベルト11は、両肩部にスリットを形成した多数の金属製エレメント12と、上記金属製エレメント12を並列配置させる縫目なしの積層金属製担持帯13とにより構成されている。

まず、本発明の趣旨とするところは、本発明のベルト式無段変速装置では、第3図に示す如く駆動側プーリ1と従動側プーリ6の溝5、10の溝幅中心線に必ずミスアライメントΔXが生じるため、このミスアライメントΔXの量を最小とする変速比（プーリ比）は、種々の考察により、第2図の実線に示すようにベルト速度が最大となるVmax時、プーリ比Topに設定するのが望ましい。

すなわちVmax時は、

① ベルト速度が最大であり、無段変速機用ベルト11の担持帯13とエレメント12の相対運動エネルギーが最大となり、エレメント12のピラー部14と担持帯13の端面とが、接触したときのダメージが最も大きくなる。

② ベルト速度が最大であるため、担持帯13に加わる遠心力による張力も大きくなる。

以下、第1表に示すように代表的なプーリ比iにおける張り側担持帯13の張力を比較してみる。

第 1 表

i	2.5	0.7	0.5
各プーリ比におけるエン ジン最大回転数 (rpm)	3500	6000	3500
トルクT (kgf-m)	8.1	7.2	8.1
セカンダリ油圧Ps (kgf/cm ²)	28	14	13

i	2.5	0.7	0.5
片側担持帯の張り側張力 (kgf)			
油圧分	120	100	90
トルク分	90	45	45
遠心力分	9	110	48
合計	219	255	183

上記の表より、担持帯13の張力は、Vmaxでプーリ比i=0.7の時に最大値255kgfとなり、しかもVmaxでは常に全負荷で運転される。従って、担持帯13の張力が最大となるVmax時にミスアライメントΔXがあると、エレメント12のピラー部14と担持帯13端面の当接力が大きくなると考えられる。

プーリ比のTopのVmaxの時は、ベルトの直線部分からプーリに入る時のエレメントの挙動の安定性が保たれる許容値ΔXpのレンジが最も狭く、このプーリ比においてベルトの走行が真直ぐに保たれていない時、プーリ内に入るエレメントが整列されにくく、プーリ、エレメントおよび担持帯に与えるダメージが大きい。

以上に加えて、Vmax時のトルクによるギヤ反力およびケースデフレクションをも見込んで、初期ミスアライメントを決定する。例えば全負荷でミスアライメントが、ギヤ反力とケースデフレクションによって+0.2mm移動するとすれば、その値を見込んで、初期設定値ΔXdは、上記の値に-0.2mmとすれば良い。

以上の点から、本発明によるベルト速度が最大となるVmax時にミスアライメントΔXVmax=0とする初期設定値

$$\Delta X_d \text{ は、各プーリ比に対して} \\ \Delta X_d = 2D/\pi \{1 - \cos \phi - \phi \sin \phi\} \\ \times \tan \beta - 0.575 - 0.2 \quad \dots\dots (3)$$

で表わされる。

従って第1図に示すように、固定側シープ2,7に対し可動側シープ3,8が点線の位置にある時、すなわちプーリ比iが所定の値の時に上式(3)によって初期設定値としてのミスアライメントΔXdを求める。そして駆動側プーリ1と従動側プーリ6の溝5、10の溝幅中心線のずれがΔXdとなるように駆動側、従動側の何れかの固定側シープ2または7で調整する。従ってこのようにセットされた状態では、ベルト11の速度がVmaxが可能となるプーリ比Topの時は第1図の実線に示すように駆動側プーリ1と従動側プーリ6の溝5、10の溝幅中心線は一致し、ミスアライメント量は製造誤差を含めてもほぼゼロとなる。

【発明の効果】

以上説明したとおり本発明では、駆動側プーリと従動側プーリの溝幅中心線に生じるミスアライメント量を、無段変速機付自動車の最高速度に一致するプーリ比Topのとき、換言すれば、ベルト速度が最も速いVmaxでベルトの担持帯が受ける遠心力も最大となり、エレメントがプ

(4)

特公平7-92124

7

8

ーリに入る時の安定性が保たれる許容レンジ ΔX_p の最も狭いプーリ比Topのときにゼロとしたので、 V_{max} 時にベルトのエレメントのピラー部と担持帯端面とが接触することがなくなり、担持帯とプーリ円錐面の接触もなくなり、プーリ円錐面が粗面になったりすることなく円滑な駆動がなされる。また、エレメントがプーリに入る時の挙動の安定性が保たれる。従って本発明によれば、ベルトの最も過酷な条件となるプーリ比Topの V_{max} のときベルトとプーリの円滑な作動を確保でき、ベルトの耐久性を向上させることができる。

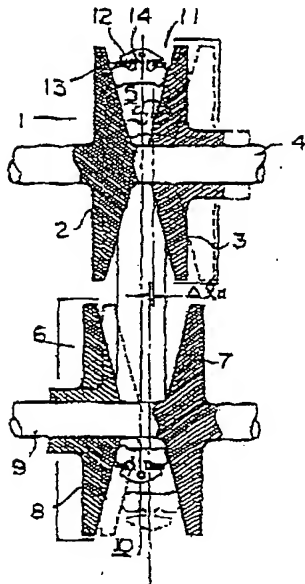
【図面の簡単な説明】

第1図は本発明による自動車用ベルト式無段変速装置を示す概略断面図、第2図は本発明のプーリ比とミスアラ

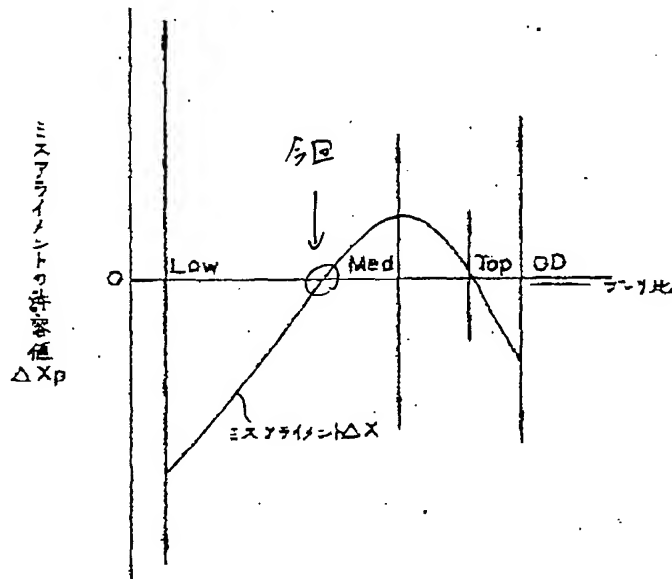
イメントの関係を示す説明図、第3図は一般のベルト式無段変速装置のプーリを示す断面図、第4図は従来のプーリ比とミスアライメントとの関係を示す説明図、第5図はプーリ比に対するミスアライメントの許容値を示す説明図、第6図は従来のプーリ比に対するミスアライメントを示す図である。

- 1……駆動側プーリ、2……固定側シーブ、2a……円錐面、3……可動側シーブ、3a……円錐面、4……駆動軸、5……溝、6……従動側プーリ、7……固定側シーブ、7a……円錐面、8……可動側シーブ、8a……円錐面、9……従動軸、10……溝、11……無段変速機用ベルト、12……エレメント、13……担持帯、 ΔX ……ミスアライメント、 ΔX_d ……初期設定値。

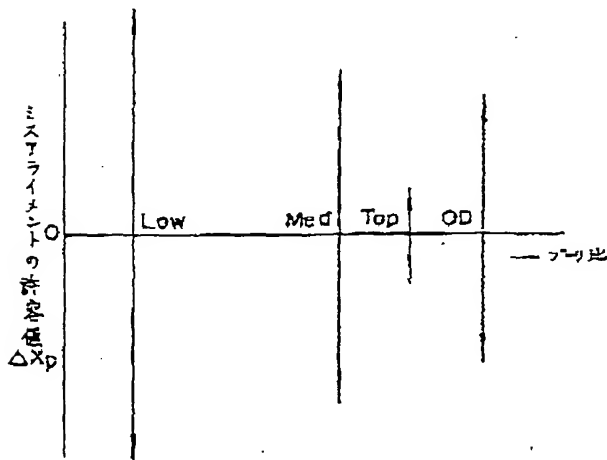
【第1図】



【第2図】



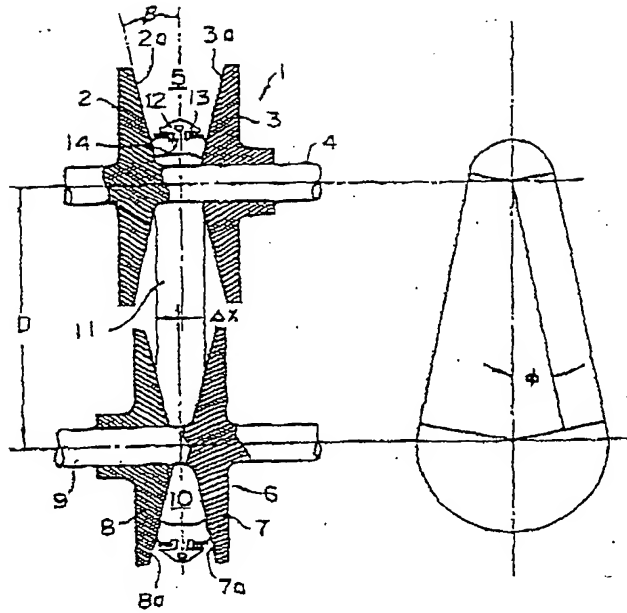
【第5図】



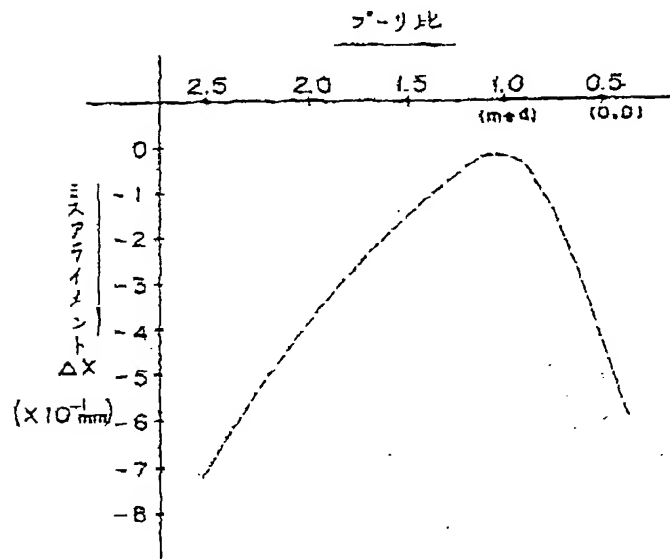
(5)

特公平7-92124

【第3図】



【第4図】



(6)

特公平 7-92124

【第6図】

